

**ANALISA PERHITUNGAN *PLANETARY GEAR* PADA
TORQFLOW TRANSMISSION PADA UNIT KOMATSU D 65**



**Disusun sebagai salah satu syarat menyelesaikan Program Studi Sastra I
pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik**

Oleh :

AVEROES KRISNA GIRIMUKTI

D 200 150 096

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SURAKARTA**

2020

HALAMAN PERSETUJUAN

**ANALISA PERHITUNGAN *PLANETARY GEAR* PADA *TORQFLOW*
TRANSMISSION PADA UNIT KOMATSU D 65**

PUBLIKASI ILMIAH

Oleh:

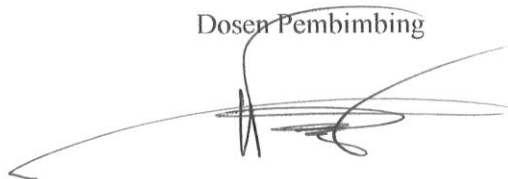
AVEROES KRISNA GIRIMUKTI

NIM: D 200 150 096

N.I.R.M: 15 6 106 03030 50096

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Dosen Pembimbing

A handwritten signature in black ink, consisting of a series of loops and strokes, positioned below the text 'Dosen Pembimbing'.

Wijiarto, S.T.,M.Eng.Sc.

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA PERHITUNGAN *PLANETARY GEAR* PADA *TORQFLOW* *TRANSMISSION* PADA UNIT KOMATSU D 65

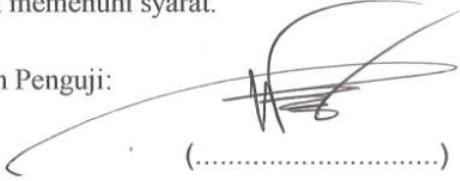

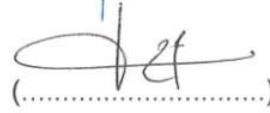
Oleh:

AVEROES KRISNA GIRIMUKTI

D 200 150 096

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Surakarta
Pada hari Rabu, 19 Agustus 2020
dan dinyatakan telah memenuhi syarat.

Susunan Dewan Penguji:

1. Wijianto, S.T., M. Eng.sc (.....)
(Ketua Dewan Penguji) 
2. Amin Sulistyanto, ST, MT (.....)
(Sekretaris I Dewan Penguji) 
3. Dr. Supriyono, M.T., Ph.D. (.....)
(Anggota I Dewan Penguji) 

Dekan:



Dr. Sri Sunarjono, M.T., Ph.D.

NIK.682

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam publikasi ilmiah ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar keserjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Apabila kelak terbukti ada ketidakbenaran dalam pernyataan saya diatas, maka akan saya pertanggungjawabkan sepenuhnya.

Surakarta, 19 Agustus 2020

Penulis



AVEROES KRISNA GIRIMUKTI

D 200 150 096

ANALISA PERHITUNGAN PLANETARY GEAR PADA TORQFLOW TRANSMISSION PADA UNIT BULLDOZER KOMATSU D 65

Abstrak

Torqflow transmission adalah alat pemindah tenaga yang menggunakan fluida dalam hal ini oli sebagai pengontrolnya. *Torqflow transmission* berfungsi untuk mengatur kecepatan gerak, maju, mundur, dan pada alat-alat besar yang tak kalah penting adalah untuk meningkatkan torsi dengan cara mereduksi putarannya melalui perbandingan jumlah gigi-gigi pada transmisinya. Analisa perhitungan ini bertujuan untuk mengetahui mekanisme kerja serta hubungan antara *gear ratio* dengan *torque* dan *speed ratio* pada Bulldozer Komatsu D 65. Hasil analisa perhitungan menunjukkan bahwa mekanisme kerja pada *torqflow transimission* menggunakan sistem *engage* dan *disengage* pada *clutch*nya.

Kata Kunci: torqflow transmission, planetary gear, output torque, speed ratio.

Abstrak

Torqflow transmission is a power transfer device that uses fluid in this case oil as a controller. Torqflow transmission serves to regulate the speed of movement, forward, backward, and in large devices that are no less important is to increase torque by reducing the rotation through the ratio of the number of gears on the transmission. The purpose of this calculation analysis is to find out the mechanism of action and the relationship between gear ratio with torque and speed ratio on the Komatsu D 65 Bulldozer. The results of the calculation analysis show that the working mechanism of the torqflow transimission uses the engage and disengage system on the clutch.

Keywords: torqflow transmission, planetary gear, output torque, speed ratio.

1. PENDAHULUAN

Alat berat merupakan faktor penting dalam pelaksanaan proyek terutama proyek besar yang tujuannya untuk memudahkan manusia dalam menyelesaikan pekerjaannya sehingga hasil yang diharapkan dapat tercapai dengan lebih mudah pada waktu yang relative lebih singkat dan diharapkan hasilnya lebih baik. Beberapa jenis alat berat yang digunakan dalam pengerjaan proyek konstruksi adalah *dozer*, *excavator*, *loader*, *truck*, *compactor*, dan lain sebagainya.

Untuk itu, penulis melakukan analisa pada salah satu alat berat yaitu *bulldozer*. Beberapa permasalahan yang timbul pada alat ini dikarenakan operator yang menjalankan alat kurang memahami kekuatan maksimal pada alat yang

digunakannya. Seringkali, alat dengan daya yang tidak mumpuni digunakan secara berlebihan, sehingga terjadi beberapa kerusakan pada alat.

Pada tugas akhir ini, penulis ingin menganalisa mekanisme pada sistem *torqflow transmission* guna menambah pengetahuan tentang transmisi pada *bulldozer* tersebut. Oleh karena itu, penulis mengambil judul “Analisa Perhitungan *Planetary Gear* pada *Torqflow Transmission* pada unit *Bulldozer* Komatsu D 65”.

2. METODE

Data-data yang digunakan sebagai pendukung kelengkapan tugas akhir ini ditulis dan dikumpulkan dengan cara *library research* (pengambilan data dari literatur) yaitu pengambilan data dengan buku pendukung seperti *Shop Manual Book, Part Book*, jurnal-jurnal, buku pendamping, dan sebagainya dan *field research* (pengamatan lapangan) yaitu pengamatan yang dilakukan untuk mengumpulkan data-data yang ada dilapangan dengan cara interview (wawancara) langsung dengan karyawan serta mekanik PT. SUMBER REJEKI TRANSJAYA. dan Observation (pengamatan) langsung dilapangan untuk memperoleh data yang tepat.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Spesifikasi poros, pasak, dan roda gigi transmisi

Spesifikasi Poros

Bahan poros = S55C – D

Kekuatan tarik σ_b = $72 \frac{kg}{mm^2}$

Sf_1 = 6,0

Sf_2 = 2,0

Spesifikasi Pasak

Bahan pasak = S45C

Kekuatan tarik σ_b = $70 \frac{kg}{mm^2}$

Sf_1	= 6,0
Sf_2	= 2,0
Roda gigi <i>input</i>	= 30 <i>teeth</i> .
Roda gigi <i>output</i>	= 72 <i>teeth</i> .
Jumlah putaran <i>input</i>	= 1950 <i>rpm</i> .
Daya	= 205 <i>HP</i> .
	= 152,87 <i>kW</i> .

Susunan roda gigi 1 (*forward*)

Jumlah gigi <i>sun gear</i> Z_Z	= 21 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>ring gear</i> Z_H	= 70 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>planet pinion</i> Z_P	= 24 <i>teeth</i> .
Diameter <i>sun gear</i> d_Z	= 120 <i>mm</i> .
Diameter <i>ring gear</i> d_H	= 400 <i>mm</i> .
Diameter <i>planet pinion</i> d_P	= 94 <i>mm</i> .

Susunan roda gigi 2 (*revrese*)

Jumlah gigi <i>sun gear</i> Z_Z	= 33 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>ring gear</i> Z_H	= 75 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>planet pinion</i> Z_P	= 25 <i>teeth</i> .
Diameter <i>sun gear</i> d_Z	= 130 <i>mm</i> .
Diameter <i>ring gear</i> d_H	= 410 <i>mm</i> .
Diameter <i>planet pinion</i> d_P	= 94 <i>mm</i> .

Susunan roda gigi 3 (*1st speed*)

Jumlah gigi <i>sun gear</i> Z_Z	= 41 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>ring gear</i> Z_H	= 78 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>planet pinion</i> Z_P	= 41 <i>teeth</i> .
Diameter <i>sun gear</i> d_Z	= 144 <i>mm</i> .
Diameter <i>ring gear</i> d_H	= 404 <i>mm</i> .
Diameter <i>planet pinion</i> d_P	= 87 <i>mm</i> .

Susunan roda gigi 4 (*3th speed*)

Jumlah gigi <i>sun gear</i> Z_Z	= 41 <i>teeth</i> .
-----------------------------------	---------------------

Jumlah gigi <i>ring gear</i> Z_H	= 78 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>planet pinion</i> Z_P	= 19 <i>teeth</i> .
Diameter <i>sun gear</i> d_Z	= 140 <i>mm</i> .
Diameter <i>ring gear</i> d_H	= 404 <i>mm</i> .
Diameter <i>planet pinion</i> d_P	= 88 <i>mm</i> .
Susunan roda gigi 5 (2^{nd} speed)	
Jumlah gigi <i>sun gear</i> Z_Z	= 41 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>ring gear</i> Z_H	= 79 <i>teeth</i> .
Jumlah gigi <i>planet pinion</i> Z_P	= 19 <i>teeth</i> .
Diameter <i>sun gear</i> d_Z	= 140 <i>mm</i> .
Diameter <i>ring gear</i> d_H	= 404 <i>mm</i> .
Diameter <i>planet pinion</i> d_P	= 88 <i>mm</i> .

3.2 Analisa Perhitungan Poros dan Pasak

Daya rencana P_d .

$$P_d = f_c P \dots\dots\dots (1)$$

$$P_d = 1,5 \times 152,87 = 229,305 \text{ kW}$$

Momen puntir pada poros T .

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \dots\dots\dots (2)$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{229,305}{1950} = 114543,907 \text{ kgmm}$$

Tegangan geser yang diizinkan τ_a .

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 Sf_2} \dots\dots\dots (3)$$

$$\tau_a = \frac{72}{6,0 \times 2,0} = 6 \text{ kg mm}^2$$

Diameter poros d_s .

$$d_s = \frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (4)$$

¹ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin". Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 7

² Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin". Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 7

³ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin". Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 8

$$d_s = \frac{5,1}{6} \times 1,5 \times 1,0 \times 114534,907^{\frac{1}{3}} = 52,66 \text{ mm}$$

d_s diambil 55 mm

Tegangan geser τ .

$$\tau = \frac{5,1T}{d_s^3} \dots\dots\dots (5)$$

$$\tau = \frac{5,1 \times 114534,907}{55^3} = 3,511 \text{ kg mm}^2$$

$$\tau_a \geq \tau$$

$$3,511 \geq 6 \text{ aman}$$

Gaya tangensial pada poros F .

$$F = \frac{T}{d_s} \dots\dots\dots (6)$$

$$F = \frac{114534,907}{55} = 4164,906 \text{ kg}$$

Tegangan geser pasak yang diizinkan τ_{ka} .

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_b}{sf_1 sf_2} \dots\dots\dots (7)$$

$$\tau_{ka} = \frac{70}{6,0 \times 2,0} = 5,83 \text{ kg mm}^2$$

Panjang pasak l .

Didapatkan dari persamaan tegangan geser $\tau_k = \frac{F}{bl}^{(8)}$

$$\tau_k = \frac{3272,426}{16 \times l} \leq 5,83$$

$$l = 63 \text{ mm}$$

Tegangan geser pasak τ_k .

$$\tau_k = \frac{F}{bl} \dots\dots\dots (9)$$

⁴ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 8

⁵ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 7

⁶ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 25

⁷ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 25

⁸ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 25

$$\tau_k = \frac{3272,426}{16 \times 63} = 3,246 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_{ka} \geq \tau$$

$$5,83 \geq 3,246 \text{ aman}$$

Tekanan permukaan p .

$$p = \frac{F}{l \ t_1 \text{ atau } t_2} \dots\dots\dots (10)$$

$$p = \frac{3272,476}{63 \times 6} = 8,657 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan permukaan yang diizinkan p_a .

$$p_a \geq \frac{F}{l \ t_1 \text{ atau } t_2} \dots\dots\dots (11)$$

$$\text{Dikarenakan } d_s \text{ merupakan diameter besar, maka } p_a = 10 \text{ kg/mm}^2$$

$$p_a \geq p$$

$$10 \geq 8,657 \text{ aman}$$

3.3 Hubungan antara *Gear Ratio* dan *Torque*.

$$R_m = \frac{\text{jumlah gear output}}{\text{jumlah gear input}} \dots\dots\dots (12)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } R_m = \frac{70}{21} = 3,33$$

Output torque T

$$T = R_m T_A \dots\dots\dots (13)$$

$$T_A = \frac{5252 \times 205}{1950} = 552,133 \text{ Nm}$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } T = R_m T_A = 3,33 \times 552,133 = 1838,604 \text{ Nm.}$$

3.4 Speed Ratio Double Pinion Type.

$$Z_H N_H - Z_Z N_Z = Z_H - Z_Z N_S \dots\dots\dots (14)$$

⁹ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 25

¹⁰ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 27

¹¹ Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. “*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*”. Jakarta:PT. Pradnya Paramita. Halaman 27

¹² Tim. 2003. “*Torqflow Transmission Hand Out*”. Jakarta:PT. United Tractors Tbk. Slide 35

¹³ Tim. 2003. “*Torqflow Transmission Hand Out*”. Jakarta:PT. United Tractors Tbk. Slide 35

Susunan roda gigi 1:

$$Z_H N_H - Z_Z N_Z = Z_H - Z_Z N_S$$

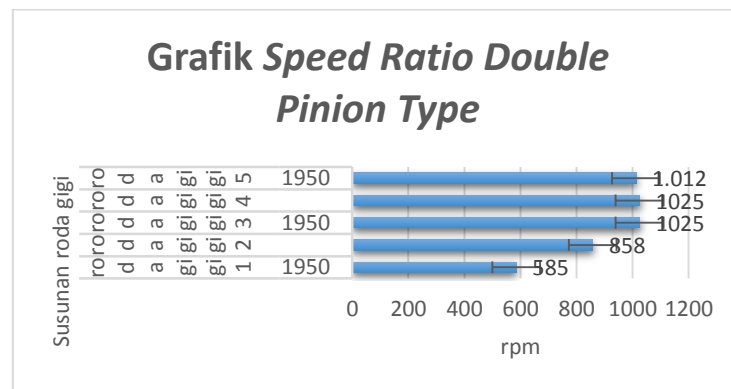
$$70 N_H - 21 \times 1950 = 70 - 21 \cdot 0$$

$$N_H = \frac{40950}{70}$$

$$N_H = 585 \text{ rpm}$$

Arah putaran positif 585 rpm yang berarti putaran searah.

Grafik 1. Speed Ratio Double Pinion Type.



3.5 Analisa Perhitungan Planetary Gear

Modul (jarak bagi diameter) m .

$$m = \frac{d}{z} \dots \dots \dots (15)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } m = \frac{d}{z} = \frac{120}{21} = 5,714$$

Jarak bagi p .

$$p = m\pi \dots \dots \dots (16)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } p = m\pi = 5,714 \times 3,14 = 17,942 \text{ mm}$$

Jarak bagi pinion d .

$$d = zm \dots \dots \dots (17)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } d = zm = 21 \times 5,714 = 120 \text{ mm.}$$

Jarak sumbu a .

$$a = \frac{m Z_Z + Z_P}{2} \dots \dots \dots (18)$$

¹⁴ Tim. 2003. "Torqflow Transmission Hand Out". Jakarta:PT. United Tractors Tbk. Slide 40

¹⁵ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 41

¹⁶ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 40

¹⁷ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 41

$$\text{Susunan roda gigi 1: } a = \frac{m Z_Z + Z_P}{2} = \frac{5,714 \cdot 21 + 24}{2} = 128,565 \text{ mm.}$$

Tinggi gigi h_w .

$$h_w = h_{a1} + h_{a2} \dots\dots\dots (19)$$

Susunan roda gigi 1:

$$\text{Sun gear: } h_w = h_{aZ} + h_{aP} = 3,5 + 3,5 = 7 \text{ mm.}$$

$$\text{Ring gear: } h_w = h_{aH} + h_{aP} = 3,5 + 3,5 = 7 \text{ mm.}$$

$$\text{Planetary gear: } h_w = h_{aP} + h_{aZ} = 3,5 + 3,5 = 7 \text{ mm.}$$

Jari-jari cagak r_S .

$$r_S = r_Z + r_P \dots\dots\dots (20)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } r_S = r_Z + r_P = 60 + 47 = 107 \text{ mm.}$$

Penurunan perbandingan transmisi i .

$$i = \frac{Z_Z + Z_H}{Z_Z} \dots\dots\dots (21)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } i = \frac{Z_Z + Z_H}{Z_Z} = \frac{21 + 24}{21} = 2,143$$

Planet pinion bekerja sebagai roda antara.

Sun gear i_{OZ}

$$i_{OZ} = \frac{Z_H}{Z_Z} \dots\dots\dots (22)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } i_{OZ} = \frac{Z_H}{Z_Z} = \frac{70}{21} = 3,333$$

Ring gear i_{OH} .

$$i_{OH} = \frac{1}{i_{OZ}} \dots\dots\dots (23)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } i_{OH} = \frac{1}{i_{OZ}} = \frac{1}{3,333} = 0,3$$

Transmisi cagak (transmisi dari kotak transmisi keliling) i_{ZS} .

$$i_{ZS} = 1 - i_{OZ} \dots\dots\dots (24)$$

¹⁸ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390

¹⁹ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 41

²⁰ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390

²¹ Vitthal, Prabhakar Pawar dan P.R.Kurkarai. 2015. "Design of Two Stage Planetary Gear Train For High Reduction Ratio". IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. 04(06):152

²² Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390

²³ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390

²⁴ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390

Susunan roda gigi 1: $i_{ZS} = 1 - i_{OZ} = 1 - 3,333 = -2,333$

Kecepatan sudut *sun gear* ω_Z .

$$\omega_Z = \frac{v_Z}{r_Z} \dots\dots\dots (25)$$

$$v_Z = n \frac{2\pi r_Z}{60} \dots\dots\dots (26)$$

Susunan roda gigi 1:

$$v_Z = n \frac{2\pi r_Z}{60} = 1950 \frac{2 \times 3,14 \times 60}{60} = 12246 \text{ mm}_s$$

$$\omega_Z = \frac{v_Z}{r_Z} = \frac{12246}{60} = 204,1 \text{ rad}_s$$

Kecepatan sudut cagak (pembawa) ω_S .

$$\omega_S = \frac{v_S}{r_S} \dots\dots\dots (27)$$

$$v_S = \frac{v_Z}{2} \dots\dots\dots (28)$$

Susunan roda gigi 1:

$$v_S = \frac{v_Z}{2} = \frac{12246}{2} = 6123 \text{ mm}_s$$

$$\omega_S = \frac{v_S}{r_S} = \frac{6123}{107} = 57,224 \text{ rad}_s$$

Kecepatan sudut *ring gear* ω_H .

$$\omega_H = 0 \dots\dots\dots (29)$$

Susunan roda gigi 1: $\omega_H = 0$

Kecepatan sudut *planetary gear* terhadap *sun gear* ω_{PS} .

$$\omega_{PS} = \frac{\omega_S r_H}{r_P} \dots\dots\dots (30)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } \omega_{PS} = \frac{\omega_S r_H}{r_P} = \frac{57,224 \times 200}{47} = 243,506 \text{ rad}_s$$

Kecepatan gelinding *planetary gear* terhadap *ring gear* v_{PH} .

$$v_{PH} = \omega_S r_H \dots\dots\dots (31)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } v_{PH} = \omega_S r_H = 57,224 \times 200 = 11444,8 \text{ mm}_s$$

²⁵ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390
²⁶ Anonim. 2018. "Soal Fisika" (online), (<http://soalfisika85.blogspot.com/2018/05/roda-berjari-jari-14-cm-berputar-dengan.html?m=1>, diakses tanggal 16 Desember 2019)
²⁷ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390
²⁸ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390
²⁹ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 390
³⁰ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391
³¹ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

Kecepatan gelinding *planetary gear* terhadap *sun gear* v_{PZ} .

$$v_{PZ} = r_Z \omega_Z - \omega_S \dots\dots\dots (32)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } v_{PZ} = r_Z \omega_Z - \omega_S = 60 \cdot 204,1 - 57,224 = 8812,56 \text{ mm}_s$$

Kecepatan kopling v_K .

$$v_K = \omega_S r_Z \dots\dots\dots (33)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } v_K = \omega_S r_Z = 57,224 \times 60 = 3433,44 \text{ mm}_s$$

Momen *sun gear* T_Z .

$$T_Z = \frac{-T_H}{i_{OZ}} = \frac{T_S}{i_{OZ}-1} \dots\dots\dots (34)$$

Karena data $-T_H$ dan T_S belum diketahui, maka T_Z di cari menggunakan rumus kondisi keseimbangan momen.

$$\frac{T_S}{r_Z+r_P} = \frac{-2T_Z}{r_Z} \dots\dots\dots (35)$$

Susunan roda gigi 1:

$$\begin{aligned} \frac{T_S}{r_Z+r_P} &= \frac{-2T_Z}{r_Z} \\ \frac{T_Z i_{OZ}-1}{r_Z+r_P} &= \frac{-2T_Z}{r_Z} \\ \frac{T_Z 3,333-1}{60+47} &= \frac{-2T_Z}{60} \\ \frac{2,333T_Z}{107} &= \frac{-2T_Z}{60} \\ \frac{2,333T_Z}{107} + \frac{2T_Z}{60} &= 0 \\ \frac{60 \cdot 2,333T_Z + 107 \cdot 2T_Z}{6420} &= 0 \\ 139,98T_Z + 214T_Z &= 6420 \\ 353,98T_Z &= 6420 \\ T_Z &= \frac{6420}{353,98} \\ T_Z &= 18,137 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Momen *planetary gear* T_H .

³² Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

³³ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

³⁴ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

³⁵ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

$$T_H = -i_{OZ}T_Z \dots\dots\dots (36)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } T_H = -i_{OZ}T_Z = -3,333 \times 18,137 = -60,451 \text{ Nm}$$

Momen cagak T_S .

$$T_S = T_Z i_{OZ} - 1 \dots\dots\dots (37)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } T_S = T_Z i_{OZ} - 1 = 18,137 \times 3,333 - 1 = 42,314 \text{ Nmm}$$

Gaya keliling pada *sun gear* F_{tZ} .

$$F_{tZ} = \frac{T_Z}{r_Z} \dots\dots\dots (38)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } F_{tZ} = \frac{T_Z}{r_Z} = \frac{18,137}{60} = 0,302 \text{ N}$$

Gaya keliling pada *ring gear* F_{tH} .

$$F_{tH} = \frac{-T_H}{r_H} \dots\dots\dots (39)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } F_{tH} = \frac{-T_H}{r_H} = \frac{- -60,451}{200} = 0,302 \text{ N}$$

Cagak (gaya bantalan planet) F_{tS} .

$$F_{tS} = \frac{T_S}{r_Z + r_P} \dots\dots\dots (40)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } F_{tS} = \frac{T_S}{r_Z + r_P} = \frac{42,314}{60 + 47} = 0,395 \text{ N}$$

Daya gelinding pada kaitan *sun gear* terhadap *planet pinion* P_{WPZ} .

$$P_{WPZ} = v_{PZ}F_{tZ} \dots\dots\dots (41)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } P_{WPZ} = v_{PZ}F_{tZ} = 8812,56 \times 0,302 = 2661,393 \text{ kW}$$

Daya kopling P_K .

$$P_K = v_K F_{tZ} \dots\dots\dots (42)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } P_K = v_K F_{tZ} = 3433,44 \times 0,302 = 1036,899 \text{ kW}$$

Daya yang ditransmisikan *sun gear* P_Z .

³⁶ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

³⁷ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

³⁸ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

³⁹ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

⁴⁰ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

⁴¹ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

⁴² Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

$$P_Z = P_{WPZ} + P_K \dots\dots\dots (43)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } P_Z = P_{WPZ} + P_K = 2661,393 + 1036,899 = 3698,292 \text{ kW}$$

Daya gelinding pada kaitan *planetary gear* terhadap *ring gear* P_{WPH} .

$$P_{WPH} = v_{PH} F_{tH} \dots\dots\dots (44)$$

$$\text{Susunan roda gigi 1: } P_{WPH} = v_{PH} F_{tH} = 11444,8 \times 0,302 = 3456,33 \text{ kW}$$

Daya rugi gigi P_{VZ} .

$$P_{VZ} = \frac{2,1\mu_m \frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} P_Z i_{OZ}}{i_{OZ}-1} \dots\dots\dots (45)$$

Dengan $\mu_m = 0,1$

Susunan roda gigi 1:

$$P_{VZ} = \frac{2,1\mu_m \frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} P_Z i_{OZ}}{i_{OZ}-1} = \frac{2,1 \times 0,1 \frac{1}{21} + \frac{2}{24} + \frac{1}{70} 3698,292 \times 3,333}{3,333-1} = 375,955 \text{ kW}$$

Efisiensi gigi η .

$$\eta = 1 - \frac{P_{VZ}}{P_Z} \approx 1 - \frac{2,1\mu_m \frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} i_{OZ}}{i_{OZ}-1} \dots\dots\dots (46)$$

Susunan roda gigi 1:

$$\eta = 1 - \frac{2,1\mu_m \frac{1}{Z_Z} + \frac{2}{Z_P} + \frac{1}{Z_H} i_{OZ}}{i_{OZ}-1} = 1 - \frac{2,1 \times 0,1 \frac{1}{21} + \frac{2}{24} + \frac{1}{70} 3,333}{3,333-1} = 0,044 \text{ kW}$$

Kondisi jumlah gigi

$$\frac{Z_Z - Z_H}{p} = \text{bilangan bulat} \dots\dots\dots (47)$$

Dengan $p = 6$,

$$\text{Susunan roda gigi 1: } \frac{Z_Z - Z_H}{p} = \frac{21-70}{6} = -8,167 = -9$$

⁴³ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

⁴⁴ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 391

⁴⁵ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 392

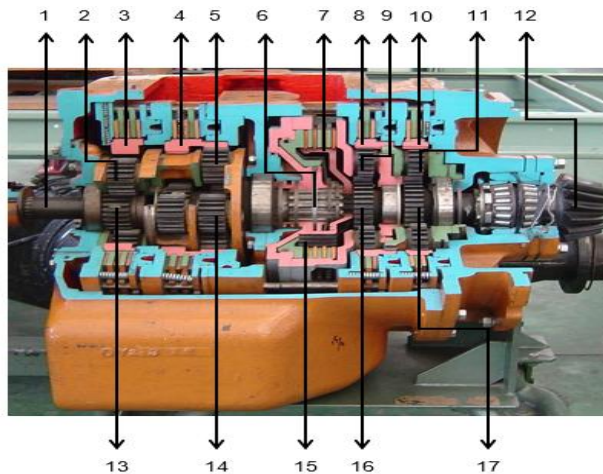
⁴⁶ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 392

⁴⁷ Niemann, G dan H, Winter. 1990. "Elemen Mesin Jilid 2". Jakarta:Erlangga. Halaman 392

3.6 Pelumasan

Jenis pelumas yang digunakan adalah oli Meditran SX Plus dengan tipe SAE 15W-40 dan diganti setiap 250 jam kerja.

3.7 Hasil Perhitungan



Gambar 1. Susunan Gear pada Torqflow Transmission

Keterangan:

- | | |
|------------------------------|-------------------------|
| 1. Poros input. | 16. Sun gear susunan 4. |
| 2. Planet pinion susunan 1. | 17. Sun gear susunan 5. |
| 3. Ring gear susunan 1. | |
| 4. Ring gear susunan 2. | |
| 5. Planet pinion susunan 2. | |
| 6. Sun gear susunan 3. | |
| 7. Ring gear susunan 3. | |
| 8. Ring gear susunan 4. | |
| 9. Planet pinion susunan 4. | |
| 10. Ring gear susunan 5. | |
| 11. Planet pinion susunan 5. | |
| 12. Poros output. | |
| 13. Sun gear susunan 1. | |
| 14. Sun gear susunan 2. | |
| 15. Planet pinion susunan 3. | |

Tabel 1. Data Hasil Analisa Perhitungan

	Z_Z	Z_H	Z_P	D_Z	D_H	D_P	P_d kW	T $kgmm$	τ_a kg mm^2
Susunan roda gigi 1	21	70	24	120	400	94	229, 305	114543 ,907	6
Susunan roda gigi 2	33	75	25	130	410	94			
Susunan roda gigi 3	41	78	41	144	404	87			
Susunan roda gigi 4	41	78	19	140	404	88			
Susunan roda gigi 5	41	79	19	140	404	88			

	d_s mm	τ kg mm^2	F kg	τ_{ka} kg mm^2	l mm	τ_k kg mm^2	p kg mm^2
Susunan roda gigi 1	55	3,511	4164 ,906	5,83	63	3,246	8,657
Susunan roda gigi 2							
Susunan roda gigi 3							
Susunan roda gigi 4							
Susunan roda gigi 5							

	p_a kg mm^2	R_m	T	N_H rpm	m	p mm	d mm
Susunan roda gigi 1	10	3,33	1838,604	585	5,714	17,942	120
Susunan roda gigi 2		2,27	1253,343	858	3,94	12,372	130
Susunan roda gigi 3		1,9	1049,053	1025	3,512	11,028	144
Susunan roda gigi 4		1,9	1049,053	1025	3,415	10,723	140
Susunan roda gigi 5		1,93	1065,617	1012,02	3,515	10,723	140

	a mm	Sun Gear	Ring Gear	Planet Pinion	r_s mm	i	i_{oz}	i_{OH}
		h_w mm						
Susunan roda gigi 1	128,565	7	7	7	107	2,143	3,333	0,3
Susunan roda gigi 2	114,26	7	7	7	112	1,758	2,273	0,44
Susunan roda gigi 3	143,992	8	8	8	115,5	1	1,902	0,562
Susunan roda gigi 4	102,45	8	8	8	114	1,463	1,902	0,562
Susunan roda gigi 5	102,45	8	8	8	114	1,463	1,927	0,52

	i_{zs}	v_z mm_s	ω_z rad_s	v_s mm_s	ω_s rad_s	ω_H rad_s	ω_{PS} rad_s
Susunan roda gigi 1	-2,333	12246	204,1	6123	57,224	0	243,506
Susunan roda gigi 2	-1,273	13266,5	204,1	6633,2 5	59,225	0	258,322
Susunan roda gigi 3	-0,902	14695	204,1	7347,5	63,615	0	295,408
Susunan roda gigi 4	-0,902	14287	204,1	7143,5	62,662	0	287,675
Susunan roda gigi 5	-0,927	14287	204,1	7143,5	62,662	0	287,675

	v_{PH} mm_s	v_{PZ} mm_s	v_{PH} mm_s	T_z Nmm	T_H Nmm	T_s Nmm
Susunan roda gigi 1	11444,8	8812,56	3433,44	18,137	-60,451	42,314
Susunan roda gigi 2	12141,125	9416,875	3849,62	23,733	-53,945	30,212
Susunan roda gigi 3	12850,23	10114,92	4580,28	27,442	-49,302	23,381
Susunan roda gigi 4	12675,724	9900,66	4386,34	27,409	-52,132	24,723
Susunan roda gigi 5	12675,724	9900,66	4386,34	27,246	-52,503	25,257

	$F_{tZ} \text{ N}$	$F_{tH} \text{ N}$	$F_{tS} \text{ N}$	$P_{WPZ} \text{ kW}$	$P_K \text{ kW}$	$P_Z \text{ kW}$
Susunan roda gigi 1	0,302	0,302	0,395	2661,393	1036,899	3698,292
Susunan roda gigi 2	0,365	0,263	0,27	3437,159	1405,113	4842,272
Susunan roda gigi 3	0,36	0,244	0,202	3641,158	1648,901	5290,272
Susunan roda gigi 4	0,391	0,258	0,217	3871,158	1715,059	5586,217
Susunan roda gigi 5	0,389	0,26	0,221	3851,357	1706,286	5558,143

	$P_{WPH} \text{ kW}$	$P_{VZ} \text{ kW}$	$\eta \text{ kW}$	Kondisi jumlah gigi
Susunan roda gigi 1	3456,33	375,955	0,044	-9
Susunan roda gigi 2	3193,116	285,768	0,046	-7
Susunan roda gigi 3	3135,456	201,444	0,038	-7
Susunan roda gigi 4	3270,338	352,433	0,063	-7
Susunan roda gigi 5	3295,688	345,296	0,062	-7

4. PENUTUP

4.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa dan pembahasan pada torqflow transmission unit Komatsu D 65 dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

Mekanisme kerja dari *torqflow transmission* menggunakan sistem *engage* dan *disengage* pada *clutch*nya. Apabila ingin *clutch engage* menahan *ring gear*, berarti harus mengirimkan *oil pressure* dari *control valve* untuk mendorong *piston* menekan *disc* dan *plate*. Jika *disc* dan *plate* tertekan akibatnya *ring gear* dan *case* akan tertahan putarannya. Untuk melepaskannya (*clutch disengage*), *oil pressure* dikembalikan ke *control valve* atau tangki, sehingga *piston* akan kembali ke posisi semula dibantu dengan adanya *return spring*.

Nilai *gear ratio* sangat mempengaruhi nilai *output torque*. Semakin besar nilai *gear ratio* maka semakin besar pula nilai *output torque*. Dengan nilai *input torque* sebesar 552,133 Nm maka nilai *output torque* yang didapat sebesar 1838,604 Nm pada susunan roda gigi 1, 1253,343 Nm pada susunan roda gigi 2, 1049,053 Nm pada susunan roda gigi 3, 1049,053 Nm pada susunan roda gigi 4, dan 1065,617 Nm pada susunan roda gigi 5.

Nilai *speed ratio* berbeda antara *single pinion* dengan *double pinion*. Dengan nilai *input* putaran sebesar 1950 rpm didapatkan nilai *speed ratio double pinion type* sebesar 585 rpm pada susunan roda gigi 1, 858 rpm pada susunan roda gigi 2, 1025 rpm pada susunan roda gigi 3, 1025 rpm pada susunan roda gigi 4, dan 1012,025 rpm pada susunan roda gigi 5.

4.2 Saran

Sebelum melakukan analisa perhitungan, pastikan data yang dimiliki lengkap dan sesuai. Sebaiknya setiap komponen yang bersangkutan di foto terlebih dahulu untuk dokumentasi.

DAFTAR PUSTAKA

Anjarsari, Lulu. https://mkri.id/index.php?page=web.Berita&id=1079_1 diakses pada tanggal 4 desember 2019 jam 15:45

Anonim. <http://mekanikkomatsu.blogspot.com/2017/08/bulldozer.ht ml>. Diakses pada tanggal 17 desember 2019 jam 18:45

Niemann, G dan H, Winter. 1990. "*Elemen Mesin Jilid 2*". Jakarta: Erlangga.

Penambang. <https://penambang.com/fungsi-bulldozer> diakses pada tanggal 9 desember 2019 jam 21:47

Penambang. <https://penambang.com/torqflow-tranmission> diakses pada tanggal 9 desember 2019 jam 23:01

Rokhman, Taufiqur. <https://taufiqurrokhman.wordpress.com/2012/01/27/menghitung-torsi-dan-daya-mesin-pada-motor-bakar/>. Diakses pada tanggal 10 desember 2019 jam 14:44

Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2004. "*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*". Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

Tri Siswanto, Budi. 2008. "*Teknik Alat Berat Jilid 2*". Jakarta: Direktorat Pembinaan Sekolah Menengah Kejuruan.